

⑤日本分類

日本国特許庁

⑪特許出願公告

53 A 23

53 A 207

63(5) B 07

51 B 73

⑩特許公報

昭44-14243

④公告 昭和44年(1969)6月25日

発明の数 1

(全18頁)

1

2

⑤4ガスベアリング組立体

①特 願 昭40-42085

②出 願 昭40(1965)7月14日

優先権主張 ②1964年7月16日③アメリカ国④383005

③1964年7月16日③アメリカ国④383006

⑦発明者 レスリー・チャールス・カン

アメリカ合衆国ニューヨーク州ウイリアムスビル・シアブルツク・アベニュー307

⑧出願人 ユニオン・カーバイド・コーポレーション

アメリカ合衆国ニューヨーク州ニューヨーク市パーク・アベニュー270

代表者 エドワード・フランシス・ランバート

代理人 弁理士 山際宏

図面の簡単な説明

第1図は本発明に従つて構成したガス潤滑ベアリング組立体を断面で示す立面図、第2図および第3図は本発明を実施することによる作用効果の優れた点を示すダイアグラム、第4図は第1図と同様であるが多数のガス潤滑空間および別の緩衝装置を有している組立体の断面を示す立面図、第5図は金属散弾の緩衝装置を有する本発明のガス潤滑ベアリング組立体のように別の実施例の断面立面図、第6図は水平を向いていないで垂直を向いている本発明に係るガス潤滑ベアリング組立体の断面立面図、第7図は本発明に従つて構成した電気駆動コンプレッサの形態をしているガス潤滑ベアリング組立体の断面を示す立面図、第8図は第7図と同様であるが金属製の弾性支持装置としてラジアルばねを用いた他の実施例の断面立面図、第9図は9-9線に沿う第8図の組立体の端面断

面図、第10図はオーバーハングしたロータおよびスラストベアリング部分を有するタービン駆動のコンプレッサより成る他の実施例の断面立面図、第11図は第10図と同様であるが若干の細部構造が異つている堅いスリーブの金属製弾性支持装置の拡大縦断面図、第12図は第11図の組立体の12-12線に沿う端面断面図、第13図は第11図の組立体と同様であるが、スラストベアリング部分に緩衝装置を用いた別のガス供給装置を示すための拡大縦断面図、第14図は単独のスラストベアリング表面を有する本発明のさらに別の実施例の断面立面図である。

発明の詳細な説明

本発明は部材を回転せしめるためのガス潤滑組立体に関する。

ガス潤滑のベアリング方式は液体潤滑の回転方式に対して非常に効果が大いことが従来認識されている。例えば液体潤滑方式では比較的遅い回転速度に限定され、高速にするとベアリングの過熱および破綻が生じてしまう。液体方式では、例えば食品処理機械の場合しばしば潤滑材で処理流体をよごしてしまうという問題がある。さらに、潤滑材自身が例えば原子力機器における放射性ガスで汚染してしまうことがある。また、液体潤滑方式の別の制限事項としては例えば膨張タービンのごとき低温で運転する場合に凍結する可能性があること、または高温で化学的な分解を生ずる可能性があること等が挙げられる。このような欠点はすべてガス潤滑のベアリング支持方式によつて除くことができるのである。

不幸にして従来使用したガスベアリング方式は若干の不安定な現象に悩まされていた。即ちたとえよりこわいそしてこの現象のため剛性な潤滑フィルムを得るために過剰の潤滑ガスを消費できるようにしても、不安定であつて高速で作動し得ないのである。

ガス潤滑の不安定に関して最も困難なことは、同期的な渦動(ふれ回りの事、以下渦動と略す)

3

および半周波数の渦動即ち自己励起された渦動の2つである。軸の弾性振動と同期する限界回転数に達する以前に、それより低い回転速度で振動を発生する場合がある。一般に軸が回転するとき、1回転につき1サイクルの微小振動を検出することができるが、これを同期的な渦動（シンクロナス・ホワール）と呼び、軸の不均衡によるふれ回りと考えられる。軸受に供給する空気圧を一定にしておいて、軸の回転速度を上げていくと、このような1回転について1サイクルの波形がくずれ、代りに軸の2回転について1サイクルに近い振動が現われてくる。これを半周波数の渦動（ハーフフレンシー・ホワール）と呼ぶ。半周波数の渦動はガスフィルムの粘性抵抗（Viscous drag）によるものと考えられている。同期的な渦動は機械的な不均衡によつて生ずるものである。もしも回転部材の幾何学的な軸線と重力の軸線とが一致していないならば、ロータは特に高速の場合その慣性（重力）の軸線のまわりを回転するので、幾何学的軸線の渦動が生ずることが解つた。ガス潤滑ベアリングの走行間隙は非常に小さい（0.5乃至1ミル即ち12乃至25μ位）ものであるから2つの軸線（幾何学的および重力的な軸線）の間の偏差は非常に小さい値に保持しなければならない。単純な円筒形の一片の軸が2つのジャーナルベアリングによつて支持されている場合に、偏差を小さい値に保持するということは特に重要な問題にはならない。なんとならば、動的なつり合いまたは静的なつり合いは通常充分であつて適宜の小さい不均衡しか生じないからである。しかしながら大部分のターボ機械のロータは極めて複雑であつて多数の部材より成つている。例えば、市販されて用いられている空気膨張タービンの軸ベアリング—羽根車方式は1ダース以上の部材から構成されている。たとえロータが初めてつり合つていたとしてもしばしば経験するごとく作動中に各種の部品がその相対位置を変位するのである。

公知の技術に係るガス潤滑ベアリング支持方式において同期的な渦動を生ずる他の原因としては、非等方性の材料に生ずる一様でない歪、高応力状態にあるロータの一様でないクリープ率、作業流体中に含まれている固体によるロータ部分の一様でない浸食、時効（エージング）による寸法上の不安定およびロータ中に存する熱勾配等が挙げられる。以上の影響が組合わされてかなりの不均衡

4

を生ずるのである。可能な不均衡に基く遠心力を例示すると、ロータ重量が80ポンド（36.3kg）、軸の速度が36000rpm、偏心率が0.0005インチ（1.27μ）のガスベアリング方式では51400ポンド（635kg）の不均衡力が生じた。ガスフィルムがこのように非常に増大した負荷を支承し得ないことは明らかである。

ガスベアリングの不安定を生ずる他の普通の態様、即ち半周波数の渦動または自己励起渦動は軸とブッシング即ちスリーブとの間の相対速度によつて誘起され、そしてその間のガスフィルムの力によつて支持されるのである。ガス潤滑ベアリングにおける一般的な困難はガスフィルムの圧力が減じると渦動によつて或る回転速度で金属間の接触が起ることである。ガス潤滑ベアリングにおけるこの現象は回転軸の重量のためにその軸線がベアリングのブッシングに対して偏心するために生じると考えられている。つまり軸はある点においてブッシングに接近し他の点で遠ざかつているから回転の不均衡による粘性抵抗を受けることを意味する。この抵抗または反作用は軸の回転方向とは逆の方向に働き軸の不均衡配置をひき起す。逆方向に働く粘性抵抗による渦動は軸の回転に抵抗しガスフィルムから見ると軸速度の減少として観測される。従つて渦動速度が増大するとガスフィルムの支持能力が相当に低下し、軸回転が高速のときに往々にして金属間の接触を引き起す結果となる。

ガスフィルムの渦動抵抗および自己心出し作用はある程度までガス圧力に影響されまた軸の質量は渦動の生じる限界速度を増大させるために最小にしうる。しかしながらこれらの方策はベアリングの安定性および負荷能力の妥協の上に成立するものであつて根本的な解決法とはなり得ない。渦動の回転周波数の限界は通常下記のごとく計算される。即ち

$$W = R \sqrt{\frac{K}{m}}$$

ここで

W = 渦動の限界値

R = 渦動比、この値は通常2またはそれ以上である。この値は一定のガスベアリングで一定の速度である限り一定値であると考えられるが、ベアリング方式の幾何学的形状およびその他の因子の関数である。

K = 潤滑ガスフィルムのばね常数

m = ロータの質量

である。

半周波数の渦動は通常所望の作動速度以下の所で生ずるから非常にやつかいな問題であり、そしてその軌道振幅は予告なしに非常に急激に上昇する。さらに、或る実験によれば、限界周波数即ち自己励起渦動の限界の近くでガス潤滑ベアリングは外部の刺激に対して非常に敏感であることが暗示されている。

また或る実験においては、機器が設置されているベンチを少したいたいても、ベアリングは不平衡になり、そして直ちにベアリング表面が焼付いた。

以上に記載した困難を除くために、種々の矯正法が公知の技術によつて提案されて試験された。その一例としては、例えば長手方向の溝や非円形状の穴や別のスラストパッド等によつてガスフィルムの対称性をなくして渦動比を高めることが挙げられる。他の例としては、予め負荷をかけたり、軸の直径を大きくしたり、半径方向の間隙を最適にしたり、ガスの供給圧力を高めたりして、ガスフィルムのこわさ即ち剛性を増すことが挙げられる。また別の方法では共振空洞を用いている。

このような可能な矯正法はすべて欠点を有している。例えば長手方向の溝を設けるとガスフィルムのこわさが減少する傾向を生じ、そしてまたその他のほとんどの方法によると、潤滑ガスの消費量が商業的に引き合わないほど高い値に達してしまう。さらにまた、これ等の公知の方法では同期的な渦動に起因する前記の不安定の問題を解決できないのである。

本発明の目的は、回転する部材の機械的な不安定を取除き、比較的潤滑ガスの消費量を少なくして高速回転で安定にする改良したガス潤滑ベアリング組立体を提供するにある。

本発明の他の目的は、所望の作動範囲における自己励起渦動即ち半周波数の渦動および同期的な渦動に起因する軸およびロータ間の接触をなくした改良ガス潤滑ベアリング方式を提供するにある。

本発明によれば、固定部材と同心的に整列しているロータを備え、該固定部材のまわりまたは内部で該ロータは少なくとも2000rpm、の速度で回転するように配置され、該ロータと該固定部材との間の空間は加圧ガスの供給源に導かれている通路装置と連通し、そして該固定部材が堅い支

持部材によつて支持され、弾性支持装置が該固定部材と該堅い支持部材との間に設置されているガス潤滑ベアリング組立体において、別個の緩衝手段が該固定部材の内部または該固定部材と該支持部材とに接触して配置されることを特徴とするガス潤滑ベアリング組立体が提供される。

図面について、本発明の実施例を説明する。なお図面中第7図乃至第14図の対応する要素は便宜上同じ参照符号によつて示されている。

10 特に第1図を参照するに、ロータ11は狭い環状空間13の中のガスのフィルムによつて非回転軸12から離れて支持されており、そのロータと軸との間の直径方向の間隙は例えば0.001インチ(0.025ミリ)である。内孔14は軸12の長手方向に好ましくは同心的に延びており、そして半径方向の通路15を介して環状空間13と連通している。堅い主支持部材としての非回転軸12は弾性支持装置16、例えばシリコーンエラストマまたはポリエチレンまたはポリビニルクロライドのごときプラスチックのような緩衝特性のよいエラストマで形成した円筒形の挿入体、によつて支持されている。弾性支持装置16のその他の適当な形態としては、金属板ばね、ベリベリワッシャ(中心に凸部分のあるワッシャ)および渦巻式のもの、ならびに非回転軸12の端部のまわりに層状に巻回した金属または非金属のファイバーで作ったマット等が挙げられる。弾性支持装置を構成するために選択された金属はそこで行われる作動条件と適合するものでなければならず、また比較的弾性係数が高くそしてクリープを生じないものが好ましい。そのために適当な金属としてはステンレス鋼、アルミニウム合金、チタンおよびベリリウム-銅のごとき銅ベアリング合金等が挙げられる。さらに別の弾性支持装置としては、35 中心に整列するように保持する電気制御回路および相対して位置せしめた磁石を使用する磁気浮遊組立体が挙げられる。また非回転軸の端部の直径を小さくすることも弾性支持装置として好適である。軸12は堅い2次部材17によつて支持されている。必要に応じ、または所望に応じて、ロータ11を軸線方向に位置決めするために適宜のスラストベアリング装置を用いてもよい。

この新規な構造体の長所は第1図に従つて構成した組立体の一連の実験によつて確められた。その組立体は下記のごとき特徴を有するものである。

7

8

軸の直径 0.750インチ(1.9cm)

ベアリングの長さ 2.25インチ(5.7cm)

潤滑ガスおよびその圧力

窒素 100psig(7.80atm)

周囲の圧力 1 atm

ロータの重量 2.79ポンド(1.27kg)

窒素ガスは内孔14と連通路15とを介して非回転軸12の外表面とロータ11の或る半径上に配列している通路18の壁との間の環状空間13に導入された。

40psig(3.72atm)のガス圧の窒素ガスが直径約0.020インチ(0.51mm)の4つの通路15を有する軸12からロータ11を持ち上げるために必要であつた。ロータ11はオリフィスまたはノズルを通つて放出される加圧空気によつて駆動され、そしてその運動量の一部はロータの周囲の溝のある部分で変換されるのである。このガスベアリング方式が同期的な渦動によつて生ずるロータ速度の低下を改善乃至はなくすために有効であるか否かをしらべるために、ロータを故意に不平衡にした。その結果、ロータは軸とロータとの間が接触することなく25000rpmまでの速度で回転せしめ得ることが解つた。実験中に、ロータ内の軸の振動軌道はストロボスコープによつて可視的に観察され、予期された結果を得た。ロータはその幾何学的軸線のまわりを回転する代りにその自由軸線即ち重力軸線のまわりを回動するのである。

ロータ11と軸12との間で接触が生じないから、さらに速い回転速度を得ることができるのである。可撓性の弾性支持装置を堅い支持装置によつて置き換えた所、ロータと軸とが接触する直前の最大回転速度は11000rpmであつた。このように非回転軸に可撓性の弾性支持装置を用いることによつて、可撓性の弾性取付け装置を用いない場合に同一の形状体で可能である速度よりもはるかに高い速度範囲でもロータを接触せしめ得ることなく好適に作動せしめ得たのである。即ち動作において非回転軸の振動は半径方向に浮動するベアリングをガスフィルム(ばねの役目もする)を介して駆動する。これにより軸はガスフィルムの厚さを実質上増加させることなく半径方向の振動振幅を増大することができる。同時にベアリング・ブッシングが経験する固体摩擦はガスフィルムを介して半径方向に振動する軸へ作用し、それに

より固体-固体間接触を行うことなく軸から振動エネルギーを取去ることができる。

本発明に係るガスベアリング方式が自己励起された渦動の限界を増加または減少させ得るということは、第4図に示したものと同様で下記の特徴を有する装置を用いた実験で確かめられた。

軸の直径 0.3インチ(8mm)

ベアリングの長さ 2部分、それぞれ
3/4インチ(1.9cm)長

10 潤滑ガスおよび圧力

窒素 70psig(5.76atm)

大気圧力 1 atm

ロータの重量 0.29ポンド(0.13kg)

軸を堅固に支持した場合の最大速度は17000rpmであつた。弾性の軸支持装置を使用した場合に、このベアリング方式は50000rpmまでの速度で好適に作動した。

第1図において、電気エネルギーはステータ19によつて受容されて、少なくとも2000rpmの速度をロータ11に与えるのである。このエネルギーの少なくとも一部はロータ11から吸引ケーシング20aを介してガス流入コンプレッサ20に伝達され、そして放出ケーシング20bから流出する。この実施例において、コンプレッサは回転エネルギーを受容するための装置、即ちコンプレッサ20の放出通路20cを有している。コンプレッサ20はガス送風機または液体ポンプであつても差支なく、いずれの場合も軸動力は流体ブレーキとして消費されるようになる。

あるいは、ロータ11はタービンのロータでもよく、その場合、ロータは流体例えばガスコンプレッサの高圧放出流からエネルギーを受けて電気エネルギーを発生する。この構造体は丁度第1図に示した構造体の逆になつている。本明細書において“発電機(ゼネレータ)”という言葉は有効な電気動力を発生するのに用いる機器、または例えば電流ブレーキのごとき電気装置によつてエネルギーを消費するのに用いる機器を含むものである。

種々の助変数(パラメータ)間の関係を考究した。本発明の理論的な特色に関する仕事はこれ等の実験を行う前にすでに開始されており、そして次いでこれ等の試験の結果によつて実際に実施する上の重要な要点が解るようになった。最小のガスフィルムの厚さおよび共振速度は軸の速度とその他の本方式の助変数との関数として得ることが

できた。ロータと主支持部材との質量比を適当に選択することによつて、本方式の限界周波数即ち共振周波数が所望の作動速度範囲内またはその付近に存しないように、潤滑フィルムの堅さと弾性支持ばね常数の比を選択し得ることが解つた。さらに、弾性支持装置は潤滑フィルムに用いられているものと同程度に比較的堅くてもよいことが解つた。したがつて、ロータをそのまわりの構成要素、例えば軸シール、界磁励磁コイル、ハウジングおよび同等品等に対して同心的に中心に保持することは困難ではない。

第2図は普通の堅い非回転軸支持装置において、その平衡位置からのロータの半径方向のずれと回転速度との関係を示すダイアグラムである。第1の限界速度は約10000rpmの所で生じ、即ち自己励起された渦動の限界は所望の回転速度以下の速度において生ずるのである。第3図は同じガスベアリングであるが、可撓性のベアリング支持装置が使用された場合における第2図と同様な関係を示す図である。本発明を用いることによつて自己励起された渦動の限界は固定軸支持の場合に得た速度よりもかなり高速側に上昇しており、さらにこの装置の所望の作動速度以上においても安全である。

さらに、可撓性のベアリング支持体の選択した設計上の助変数が所望の作動速度を越えて本方式の共振周波数を増加するのに役立たないこと(特に相当の不平衡のあるロータに対し)が解つたならば、弾性支持装置の外に別のエネルギー吸収乃至緩衝装置を用いることによつて振動の振幅を小さく(即ちベアリングの間隙以下に)保持し得ることが解つた。可撓性の弾性支持体と緩衝装置とを分離することによつてそれらの因子を独立して最適にすることができるのである。

第4図は第1図の構造と同様なガス潤滑ベアリング方式を示し、該方式の試験結果も良好であつた。ロータ21は長手方向に分離して設けた狭い環状空間23aおよび23b中のガスフィルムによつて非回転軸22から支持されている。これ等の狭い空間23aおよび23bの内端部は潤滑ガス空間29と接続し、該空間29は例えば軸線方向に整列しているロータ通路28の横方向の軸線の両側に凹欠されている。マニホールド腔部29の中に流入する潤滑ガスはロータ21の放出通路30を横方向に通つて大氣中に放出されるか、あ

るいはさらに使用するために再生利用されるのである。

第4図において、堅い主支持軸部材22を弾性的に支持しそしてこの部材の振動を弱めるための別の装置が設けられている。したがつて、例えば浮遊ワイヤ26aのごとき可撓性の弾性支持装置の一端が金属接着によつて軸22の端部に固定されている。浮遊ワイヤ26aの反対端はキャップ34に対して密に摺動するようになつている。例えばエラストマワッシャ26bの形態をしている緩衝装置は浮遊ワイヤ26aに対して同心的に位置されており、そして軸22の一端に隣接している。ワッシャ26bはさらにスラストベアリング32の大きな腔部31の内端に対して整合して保持されており、該ベアリング32は固定軸22と軸線方向および長手方向に心が合つている。この大きな腔部の内端はワッシャ26bの中心部分と軸の内孔24と多数の通路25とを介してスラストベアリング32の小さい腔部33と連通しており、該腔部33はやはり軸22と軸線方向に整合しそしてベアリングに隣接するロータ21の反対端まで長手方向に延びている。環状空間23aおよび23bは軸22の直径よりも僅かに大きく作られており、そして軸22の一端は長手方向に腔部の中に延び、該腔部の中で緩衝装置26bによつて停止されている。

大きい腔部31の開放端はキャップ34によつて閉鎖されており、例えばねじ係合によつて気密になつている。キャップ34は中心に通路を有し、その外端は潤滑用支持ガス供給装置のコネクタ35にねじ係合している。

作動に際し、加圧ガスはコネクタ35に導入され、そして連続的にキャップ34とスラストベアリングの大きな腔部31とワッシャ26bとワッシャ26bの中心部分と軸の内孔24とを介して環状空間23aおよび23bと連結している複数の通路25に流入するのである。通路25はロータ21の横方向の軸線から実質的に等距離の所に設置され、潤滑ガスを環状空間23aおよび23bの中に実質的に一様に分配するようにするのが好ましい。支持ガス用の環状空間はガスフィルムの硬さを増す役目をする。比較的に高速でロータ21が運動すると弾性的に支持された非回転軸22に運動を生ぜしめ、この運動によつてロータと軸との間で緩衝接触が起るのである。弾性的な

11

シールワッシャ26bは軸22の各端に対して隣接して保持され、そしてその運動を緩衝し、即ち瞬間的に印加される力による変形に対して抵抗するようになつてゐる。同時に、軸22はその各端に固定した可撓性ワイヤ26aによつて弾性的に支持されている。別々の弾性支持装置および緩衝装置を使用することによつてそれぞれの装置の特性は最適になる。第4図の実施例は前記載のごとく50000rpmまでの速度で好適に作動するのである。

第4図において、外部のエネルギーは界磁コイル36を有する電気モータによつて供給されて、ロータ21に与えられる。その結果、回転エネルギーの少なくとも一部はロータ21からエネルギー受容装置として界磁コイル37を有する発電機に伝達される。このように、第4図の実施例は電動モータで駆動される発電機である。

第5図は分離した緩衝装置を使用する他のガスベアリング支持組立体を示し、この実施例の試験も成功であつた。ロータ41は狭い環状空間43に設置したガスフィルムによつて非回転軸42により支持されており、ロータと軸との間の直径方向の間隙は約0.001インチ(0.0254ミリ)である。通路44は軸42を通つて長手方向に延び、そして半径方向の穴45を通つて環状空間43と連通している。スラストベアリング46は非回転軸42の一端において軸線方向の力を阻止するように設けられ、そして通路47はロータ軸環状空間43aとスラストベアリングの半径方向の空間48との間を連通している。大気圧以上の潤滑ガスが連結部49を介して通路44に供給され、次いで支持および潤滑作用をするために半径方向の空間43および48に供給されるのである。

堅い主支持部材としての非回転軸42は例えば直径の小さくなつた金属ロッドまたはチューブのとき弾性支持装置50によつて支持されている。このようなロッドは本発明の代表的な弾性支持装置であつて、種々の構造材料、または断面係数あるいは伸びの異なるもの、もしくはそれ等の組合せをいろいろと変えて利用することによつてその剛性を小さくして主支持部材の一部を形成することができるのである。

第5図の構造と同様な装置を作動して、この方式の助変数を適宜の装置によつて注意深く測定し(例えば振動するロータの振幅減衰曲線をオツシ

12

ログラフにかけてガスフィルムの減衰係数を測定する)そしてこれを入力データとして利用して、実験結果と解析比較するようにプログラムした計算機が使用された。解析結果と実験結果とは非常によく一致した。このベアリング支持装置は第3図に示すとき2つ以上の因子による固定支持構造体と比べて自己励起振動の限界を越えている。

振動を緩衝するために、各種のダツシユボットが用いられ、通常該ダツシユボットの一端は堅い2次支持部材、例えば外部枠に固定され、そして他端は通常振動する堅い主支持部材に固定されている。この種の構造体は粘性ダンパ(エネルギーが粘性流体中に消費されるもの)またはヒステレシス式のダンパ(エネルギーが例えばエラストマあわ状エラストマまたはプラスチック部材の中で強い摩擦によつて消費されるもの)と共に用いられている。しかしながら或る種の組立体において、一端を振動部材に他端を堅い部材に固定する必要のある形式のダツシユボットを振動部材に設けることは非常に困難である。さらにまた、極端な周囲の状態即ち非常な低温か非常な高温の温度レベルにおいてダツシユボットに用いるために、例えば粘性流体、エラストマプラスチック等のごとき温度に敏感な材料を満足に使用することは非常に困難であるかまたは不可能である。

このガスベアリング方式に用いるダツシユボットは軸42の一端または両端の所に設けた腔部51より成り、該腔部には例えば、鉛の散弾のごとき高密度で低耐力強度の金属粒子を部分的に充填するのが好ましい。このような装置において、運動エネルギーは摩擦作用および非弾性的なまたは部分的に弾性的な衝突作用によつて熱に変換されるのである。また例えば、重なり合つて嵌合摺動する層を有する弾性支持部分のごとき、その他の形式のダツシユボットを使用することもでき、その場合、エネルギー消費機構はいわゆるクローン摩擦である。さらに、支持部材はヒステレシスを生ずる高内部摩擦を有する材料で作ることでもある。そのようなものは例えば外側被覆体として適用され得るものであり、あるいは中空弾性支持部材中に設置してもよい。

第5図において、外部エネルギーは比較的に高压のガスの形態でノズル53を介して供給されて、ロータ41のタービンホイール部分54と接触し、そして低压になつて通路55から放出される。と

13

のエネルギーはロータ41に伝達され該ロータ41は次いでその受取つたエネルギーの少なくとも1部をコンプレッサ57の吸込部分56の中のガスに伝達する。加圧されたガスは回転する通路58とデフューザ59とを通つて放出ケーシング60に流れる。以上の説明から第5図がガスタービン駆動のコンプレッサユニットを示すことが理解されよう。ラビリンスシールならびにタービンおよびコンプレッサのホイール部分のまわりのケーシングは図面を簡素化するために図示されていない。

本発明に係るガス潤滑ベアリング支持組立体は第1図、第4図および第5図に示すごとく水平にする代りに、垂直方向を向けることもできるのである。第6図を参照するに、ロータ61は垂直軸線のまわりを回転し、そしてこの軸線と同心的な中心通路61aを有する点を特徴とするものである。軸62はこの通路の中心に設けられ、そして内孔64はそこを貫通して長手方向に延びている。潤滑ガスは穿孔62aを通つて軸62の内孔64に導入される。潤滑ガス通路64aは軸62を通つて横方向に延び、内孔64と分離している狭い環状空間63aとの間を連通している。

長手方向のガス潤滑空間63bと連通している潤滑ガス通路64bの他に、軸62の一端にはスラストベアリング65が設けてある。該スラストベアリング65は少なくとも部分的に空間63aと垂直に連通している狭い環状空間66でロータ61の一端を取り囲んでいる。通路67はスラストベアリング部分65を通つて穿孔され、中心内孔64と狭い環状空間66との間を連通している。作動に際し、潤滑・支持ガスは大気圧以上で軸62の中心孔64に供給され、そして穿孔通路64a、64bおよび67を通つてそれぞれ狭い環状空間63a、63bおよび66に流入し、そして中心の半径方向の通路68を通つて流出するのである。ロータ61のスラスト負荷は環状空間66内のガスフィルムを介して支持部分65によつて支承されている。

主支持部材としての軸62は弾性支持体である直径の小さくなつていく軸70および緩衝組立体71によつて堅い2次支持部材69から位置決めされており、該緩衝組立体の一端はスラストベアリング65の腔部72の中で主支持軸と整列している。弾性支持軸70は緩衝組立体71の他端と堅い2次支持部材69とを接合している。組立体

14

71は金属粒子で部分的に充填した腔部を構成している。

第6図において、エネルギーは高圧ガスとしてタービンノズル73を通つてロータ61に供給され、該ガスはタービンのホイール部分74と接触し、そして排気ケーシングを通つて放出せしめられるのである。回転エネルギーの少なくとも一部はロータ61からエネルギー受容装置としての発電機75に伝達される。したがつて、第6図はガスタービン駆動の発電機ユニットを示している。

所望に応じて、第1図乃至第6図の主支持部材は一樣な円形断面の軸で構成する必要はなく代案として直径の大きい中心部分、あるいは球形または円錐形の芯部を有するものでもよい。

第7図乃至第14図の変形例において、ロータは中心の回転ユニットを構成しており、そして軸に取付けた1つまたはそれ以上のホイールより成るものである。あるいは代案として該ロータは軸またはジャーナル部分を有する一体のユニットのホイールおよび軸より成るものでもよく、この場合該軸またはジャーナル部分は弾性支持装置によつてベアリングスリーブ内に支持されている。

第7図乃至第14図のガスベアリング組立体は堅いスリーブの弾性支持装置として金属を使用している。金属は悪い周囲の状態、例えば非常に低い温度(−50℃以下)や非常に高い温度(300℃以上)または放射能のある所、あるいは強酸または強アルカリの状態等にさらされる場合に、物理的性質には実質的な変化をうけにくくまた化学的に分解、または変形しにくい。ゴムまたはその他のエラストマ材料はかかる周囲の状態によつて悪い影響を受け、そして通常やわらかくなり過ぎて高速で回転する軸に対して好適な弾性支持体となることができない。ゴムおよび同様な材料はさらに疲れおよび(あるいは)老化を受けやすく、したがつて適正に整列して設置することが困難になる。それ等は、寸法的関係や間隙が装置の作動寿命以上の時間で変化するような機械的な方式に対しては満足なものである。本組立体は以上のものと逆に、使用中に変化しないようなロータとハウジングシールおよび同等品との間に非常に密な嵌合体を提供するものである。例えば作動中に、ゴムのOリング弾性支持部材は前述のごとき周囲状態において、半径方向の間隙がくつついてしまつてなくなつてしまうような程度にまで、歪ん

15

でしうことがあつた。

作動状態において、中心ロータを有するガスベアリング装置の金属弾性支持装置の半径方向の撓みはロータおよびスリーブの間の半径方向の間隙の4倍以下であることが推奨される。なんとすれば比較的に軟かい弾性支持体(例えば撓み-間隙比が4以上のゴム)は作動中に軸シールを偏心せしめ同時に(あるいは)不正に整列せしめ、また、可動部分と固定部分との間で所望の密な間隙を維持し得なくなるからである。偏心率が大きいことは特に好ましくない。なんとすればシールを通るガスの漏洩率が偏心率の増加と共に増加するからである。このような問題は金属の弾性支持体を用いることによつて避けることができるのである。

さらに作動に際し、ロータの軸線に直角に所定の負荷を加えた場合、弾性支持装置のこわさがガスフィルムとのこわさの少なくとも約0.1倍であることが推奨される。他の実施例において弾性支持体は、同じ力を受けたときにガスフィルムの間隙の10倍までのずれを受けるように構成されている。もしも軟かいゴムまたはその他のエラストマで弾性支持装置を構成したならば、弾性支持装置とガスフィルムとのこわさの比は小さくなり、そして軸シールの整列状態と密な間隙が上記記載の理由で不正になることを避けねばならない。

金属製の弾性支持装置は例えばラジアルばね、山形の円状ばねまたは板ばね、ベリベリワツシャ(皿ばね)あるいは渦巻形のもの等のいずれの形状のものでもよい。さらに別のものとしては、中心に整列させるために相対して設置した磁石を用いる磁気支持組立体が挙げられる。また別の適当な弾性支持装置は焼結接着した金属ファイバを不規則に組合せた構造体のフェルトまたはマツトの層より成るものでもよい。

弾性支持装置を構成するための適当な金属が選択された場合、該金属は意図した作動状態と適合するものでなければならず、また比較的に高い弾性係数を有しそしてクリープのないものが好ましい。適当な材料としては、ステンレス鋼、アルミニウム合金、例えばベリリウム-銅のごときチタンおよび銅ベアリング合金等が挙げられる。

金属弾性支持装置はあまり緩衝即ちダンピング効果がない。種々の振動方式を解析すると、金属製のばねの緩衝性質は無視できることが知られている。設計上の助変数、例えば質量や剛性率や不平

16

衝の程度、を任意にセットできるので本発明のベアリング方式は支持体を全然緩衝させなくても或る速度まで安定である。さらに、金属ばね即ち支持体のみの僅かな固有の緩衝作用によつて非常に早い回転速度に達することができたのである。このことは重要なことである。なんとすれば、或る金属の弾性支持装置に緩衝装置を設けることは機械的に困難であるからである。他方、金属製の弾性支持装置に加えて、別のエネルギー消費装置即ち緩衝装置を使用することによつて、実質的に不平衡なロータに対して合成振動の振幅を小さく(即ちベアリングの間隙以下に)することができる。弾性支持体と緩衝装置とを別にするることによつて、両者のフアクタを独立して最適に定めることができるのである。したがつて、本発明の一実施例によれば、緩衝装置は堅いスリーブ支持部材と隣接して結合され、そして弾性支持装置から離れて設けられている。かかる緩衝装置は弾性的に支持されたベアリングスリーブに機械的に連結されているが、該スリーブと同延関係にはなっていない。例えば、分離している緩衝装置は弾性的に支持されたベアリングスリーブのラジアルまたはスラストベアリング部分のいずれかと合体している。かかる緩衝装置は、密度が高く降伏強さの低い金属粒子、例えば鉛の散弾の形態で、腔部に部分的に充填されたものが好ましい。このような緩衝装置はヒステレシス形式のダンパであつて、運動エネルギーが、非弾性衝突または部分的な弾性衝突による摩擦によつて熱に変換されるのである。他の形式のダツシュボット、例えば弾性支持部材が重なり合つて嵌合摺動する層を有しているものを用いてもよく、その場合エネルギー消費機構はいわゆるクーロン摩擦によるのである。前記記載の金属緩衝装置は特に好適なものであつて、このベアリング支持方式は異常な周囲の状態即ち非常な低温や高温にさらされてもよいのである。

第7図を参照するに、電気エネルギーは界磁コイル111を有する電気モータによつて受容され、そして回転自在の軸113と協働するロータ112に少なくとも2000rpmの速度を与えるのである。このエネルギーの少なくとも一部は軸113によつてガスに伝達され、該ガスはロータ112と反対の軸端の所に長手方向に離隔して設けた吸込ケーシング115を通つてコンプレツサ114にはいるのである。ガスはコンプレツサホイール

17

116aの通路116を通つて流れ、そして放出口ケーシング117を通つて流出する。コンプレッサ114の代りにガス送風機または液体ポンプを用いてもよく、いずれの場合も軸動力は流体ブレーキに消費されるようになるのである。

あるいはまた、ロータ112は例えばガスコンプレッサの高圧ガス流のごとき流体からエネルギーを受けるようにしてもよい。このエネルギーは例えばタービンのごとく作動するロータを介して高圧流体から伝達されて、発電機から電気エネルギーとして送出されるのである。かかる構造体は本質的に第7図に示すものの反対の作用をする。前述したごとく、“発電機(ゼネレータ)”という言葉は、有効な電気動力を発生するものにも、また例えば渦電流ブレーキのごとく電気装置によつてエネルギーを消費するものも含んでいる。

軸113は、スリーブの内表面と軸の外表面との間の狭い環状空間119(その直径方向の間隙は軸の直径1インチに対して約0.001インチ(0.001cm/cm)である)のガスフィルムによつて、長手方向に離隔したベアリングスリーブ118aおよび118bから支持されている。ベアリングスリーブは円筒体として図示されているけれども、他の輪郭形状のもの例えば円錐形またはたる形等断面が円形のものであればよい。各スリーブ118aおよび118bは腔部部分120を有し、該腔部部分120はそこを貫通して延びる半径方向の通路121aを有し、該通路121aは環状空間119と連通している。大気圧以上のガスが堅い2次支持部材122のそれぞれの半径方向の通路121bと通路121aとを通つて環状空間119の中に導入され、軸113をスリーブ118aおよび118b内で支持している比較的剛性の即ちこわいガスフィルムを維持している。

長手方向に分離して設けたベアリングスリーブ118aおよび118bは軸113用の主支持部材として作用し、そして金属製の弾性支持装置123によつて堅い2次支持部材122に可撓的に取付けられて位置決めされている。金属製の弾性支持部材123は山形状の金属として図示されており、例えば腔部部分120の中に嵌合しているステンレス鋼の円形ばねで構成されている。

コンプレッサ114に一番近いベアリングスリーブ118aのみ金属製の弾性支持部材123を

18

使用しているが、ロータ112に一番近いスリーブ118bは例えば鉛の散弾のごとき高密度で低降伏強さの金属粒子124の形態をしている緩衝装置を付加的に使用している。これ等の粒子はスリーブの腔部部分120に保持されるようにするのが好ましい。比較的に小さい山形状の金属円形ばね125は別の弾性支持部材として作用し、そして内周面にスリーブ118bをまた、外周面に堅い2次部材122を保持している。第7図では各スリーブに対し異つた形式のベアリング支持構造体が見られるが、これは説明の目的のためのものである。市販されて使用される組立体において、各ベアリングは心合せの問題をなくし、そして不安定にならないようにするため同じ種類の支持方式を使用するのが好ましい。さらに第7図において、2つのベアリングスリーブ118aおよび118bは離隔しているが、整列状態を改良するためにコネクタ部分126によつて機械的に連結されている。

第8図および第9図は第7図の実施例と同様な別の電気モータ駆動のコンプレッサを示しているが、この実施例は弾性支持装置123として軸113の軸線に直角に設置しそして長手方向に離隔して設けた複数のラジアルばねを用いている。第9図の端面図に示されているごとく、ラジアルばね123は、堅い2次支持部材として外側ケーシング122を保持している少なくとも2つの外方突出部即ちフォーク状体を有している。ラジアルばね123の内側部分はベアリングスリーブ118と一体に作られている。あるいは代案として、ラジアルばね123は構造的に長手方向のベアリングスリーブ118aおよび118bから離れているが、支持および位置決めをするために、該スリーブと隣接して結合するようにしてもよい。第8図および第9図の実施例は、ベアリングスリーブ118aおよび118bが機械的に連結しておらず、そして別の緩衝装置が設けられていない点で第7図のものと異っている。

第10図はガスベアリング支持方式の他の実施例に係るタービン駆動コンプレッサユニットを示している。外部のエネルギーは比較的に高圧のガスの形態で供給され、該ガスはタービン127bの入口ケーシング127aに設けたノズル127を介して導入されて、第1のロータホイール112aのタービンホイールの通路128と接触し、そし

19

て低圧になつて通路129を通つて放出ケーシング130の中に排気される。このエネルギーは軸113によつて第2のロータホイール112bに伝達され、該ホイール112bは次いでこのエネルギーの少なくとも一部を、吸込ケーシング131を通つて流入するガスに伝達する。このガスは第2のロータホイール112bの通路132を通つて流れるときに加圧され、そして放出ケーシング134に放出されるのである。スリーブ118aと118bとは軸113の両端に設置されており、10 118bは軸113の両端に設置されており、そして軸の回転軸線に対して実質的に同心的に位置されてその間に狭い環状空間119を有している。

スラストベアリング部分135は軸113に設けられ、そしてロータホイール112aおよび112bの内端に隣接して位置し、その間に約0.010インチ(0.25mm)以下の幅の狭い環状空間136を有している。スラストベアリング部分135はベアリングスリーブ118aおよび118bと一体で該スリーブと直角になつていて20 スリーブの内端を形成している。このようにして狭い環状空間119および136は互いに直接に連通しそして互いに直角になつていて、大気圧以上のガスは外側ケーシング122の半径方向の通路121bを介して導入され、次いでスリーブ118aおよび118bの中の通路121cおよび121dならびにスラスト部分135をそれぞれ介して空間119および136の中に流入し、回転軸113を横方向および縦方向に支持するためにその空間内にガスフィルムを形成するのである。25 長手方向に離隔して設けたスリーブ118aおよび118bは弾性渦巻金属ばね137によつて支持されており、該ばね137の一端はスリーブに対して保持され、その他端は弾性ケーシング用の堅い2次支持部材としての外側ケーシング122に対して保持されている。

第10図において、2つのホイールと2つのスラストベアリング表面が使用されている実施例が示されているけれども、以下に詳述する第14図に示すごとく同様な装置を本発明に従つて構成することができ、かかる装置においてはただ1つだけのスラストベアリング部分が必要である。この場合、スラスト圧力が一方向のみに作用するように構成されているために、以上のごとく構造に作る30 ことができるのである。

20

第11図および第12図の実施例において、軸113の軸線と同心的に位置させた波形のコイルばね123が弾性支持装置を構成している。第12図に示すごとく、波形のばね123はその外側を堅い2次支持体122でまた、その一番内側の表面をスリーブの主支持部材で保持されている。これ等のばねは例えばリング状の緩衝装置124の両側に並んで配置されている。該緩衝装置124は金属製のフェルトで形成してもよく、あるいは例えば接触ファイバの接着体を形成するように焼結しそして低密度を有するステンレス鋼のごとき金属ファイバを不規則に組合せた構造体より成る層で形成してもよい。

第11図において、大気圧以上の圧力のガスはスラストベアリングスリーブ118の端部から回転自在の軸113と実質的に平行に延びるガス供給マニホールド通路139を通つてスラストベアリング部分135の方に導入される。ガス供給マニホールド通路139はスリーブ部分118と直角にスラストベアリング部分135の中に延びており、該スリーブ部分118の所で、該通路139は通路39bと25 接続し、そしてスラストベアリング135とロータ112の内側表面との間の狭い環状空間136に達している。通路139を介して導入される大気圧以上の圧力ガスの一部は連絡している半径方向の通路139aを通つて環状空間119の中に放出され、したがつて比較的にかわいガスのフィルムが形成され、軸113およびロータ112は横方向に支持されるのである。ガスの他の部分は連絡している環状通路139bを通つて環状空間136に30 放出され、したがつて軸113の軸線に直角にかわいガスフィルムが形成され、軸およびロータを端部スラストに対して安定せしめるのである。環状空間119内の加圧ガスの一部は出口通路140を通つて放出される。支持用ガスの種類の流れの方向は矢印で示されており、ベアリング支持ガスの一部は通路140から放出されるのである。

第13図において、ラジアルばね123はスリーブ118を保持するための弾性支持装置として軸113の軸線に平行に整列されており、そして堅い2次支持体122を保持している。金属製の粒子即ち散弾の形態をしている別の緩衝装置はスラストベアリング部材135の中空部分120の45 中に保持されており、該部材135は回転軸線に

対して直角方向を向いている。この実施例において、緩衝装置は軸-ロータ組立体の半径方向の運動にも長手方向の運動にも緩衝作用をするようになつており、そして回転軸線に対して直角に設置されている。他方第7図、第11図および第12

図の緩衝装置は回転軸線に平行に設けられている。第13図の実施例におけるベアリング支持ガスは回転自在の軸113を貫通して長手方向に延びる中心通路145を通つて導入され、そしてかかるガスの一部は第1の半径方向の通路146を介して軸とベアリングスリーブ118との間の狭い環状空間119にはいる。加圧された支持ガスの残りの部分はスラストカラー149の中にある通路148と連通している第2の半径方向の通路147に流れる。この残りのガス部分は次いでスラストベアリング部分135およびカラー149によつて画成されている狭い環状空間136の中に放出される。これ等の空間内の潤滑用ガスの放出流路は第11図に関して前記したものと同様である。

第14図はガスベアリング組立体を有する電気モータ駆動のコンプレッサを示しており、該組立体は回転自在の軸113の一端に単独のスラストベアリング部分135を有し、第10図に示した実施例のごとく軸の両端に設けられていない。第1-4図の実施例では、スラスト力が一方向のみに、例えばスラストベアリングの表面に向つて作用するように構成されているので、上記のようにすることができるのである。この実施例はその他の点において第10図の実施例と同様で、その構造の詳細な説明は省略する。作動に際し、電気エネルギーは界磁コイル111を有する電気モータによつて受容され、そして回転自在の軸113に取付けたロータ112に少なくとも2000rpmの速度を与えるのである。このエネルギーの少なくとも一部は軸113によつてガスに伝達されるが、該ガスはロータ112の反対側の軸端に該ロータ112から長手方向に離隔して設けた吸込ケーシング115を介してコンプレッサ114にはいるようになつてい

る。ガスは通路116を通つて流れそして放出ケーシング117から流出する。あるいは代案として、ロータ112が例えばガスコンプレッサの高圧排ガスのごとき流体からエネルギーを受けてもよい。このエネルギーはその高圧流体からタービンとして作動するロータを経て伝達されて

発電機から電気エネルギーとなつて放出されるのである。かかる構造体は第14図に示すものと本質的に逆の作用をするのである。

ガスベアリング組立体は特に外部から加圧されるもの即ち水力学(静力学)的な形式のベアリングであるということにして説明したが、ガスフィルムがまわりの大気から与えられるような自己励起式即ち流体力学(動力学)的な形式のベアリングについても同様な支持理論が適用され得るのである。この技術分野において周知のごとく、流体力学的方式は例えば自己潤滑される表面を用いて摩擦状態において起動されるのである。

以上の各実施例は外部から加圧された即ち水力学的な形式のガスベアリングに関して記載したけれども、本発明は、軸およびブッシング式または軸およびスラストパッド式のいずれかの自己励起即ち流体力学的な形式のベアリングにも同様に適用することができる。流体力学的方式のガス潤滑ベアリング方式において、ガスフィルムは大気圧以上の圧力のガス供給源から供給される代りに、大気圧力でまわりの大気から供給されるのである。この技術分野において周知のごとく、流体力学的方式は例えば非摩擦表面を使用して摩擦状態で起動せしめられるのである。このように、第1図の装置は、所望の回転速度に達した後に、潤滑ガスの供給をやめ、そして主支持部材を弾性的に支持しながら回転部材は流体力学的なガスフィルム上を浮遊し続けるようにして、自己励起ベアリングとして満足に作動せしめることができた。

さらにまた、中心のロータホイール要素(タービンまたはコンプレッサのホイール)に対して他のベアリングの構成を所望に応じて用いることができる。軸を弾性的に支持するために2つのベアリングが普通用いられているけれども、片持梁式に構成して1つのベアリングにしてもよく、あるいは特別に設けたロータを支持するために3つまたはそれ以上のベアリングを用いてもよい。さらに、所望に応じて、ロータは実質的に垂直位置に配置してもよく、その際通常スラストベアリングは下端に設置されている。

特許請求の範囲

1 固定部材に対して同心的に整列されたロータを備え、該ロータは該固定部材のまわりまたは内部に配置されて少なくとも2000rpmの速度で回転するようになつており、該ロータと該固定部

23

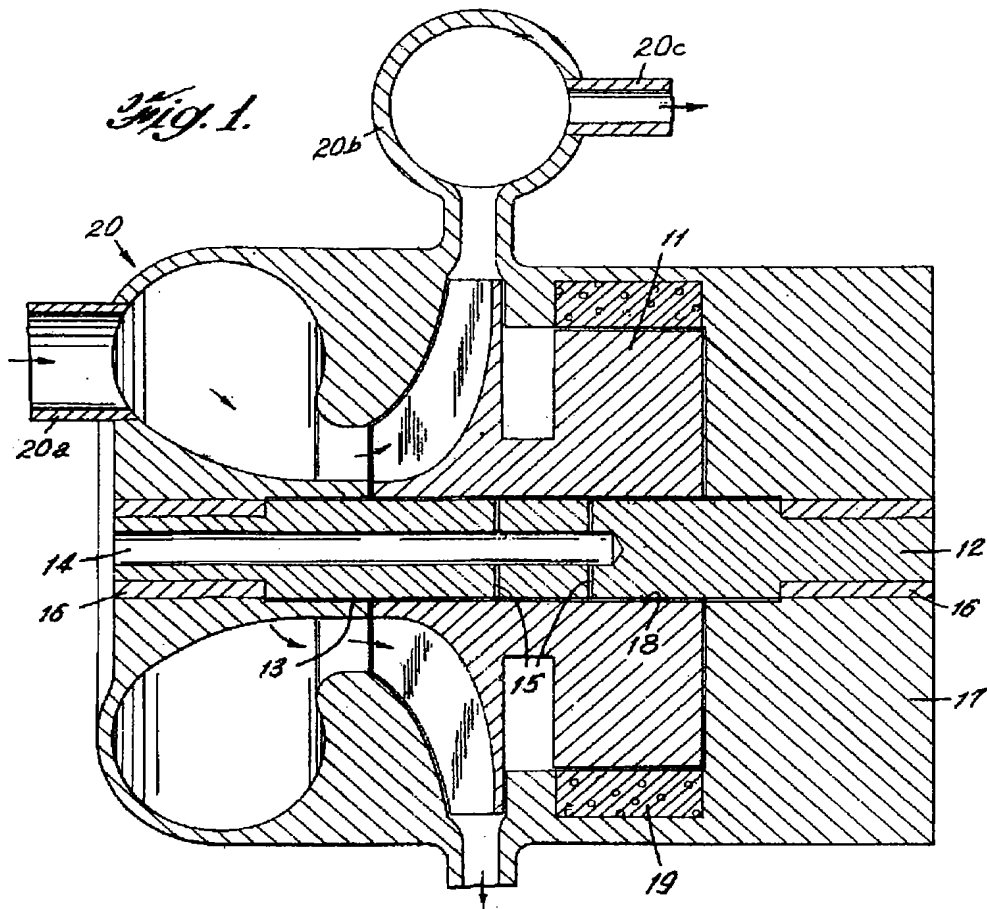
24

材の間の空間は加圧ガスの供給源に導かれている
通路に連通し、該固定部材は堅い支持部材によつ
て支持されており、そして該固定部材と該支持部
材との間には弾性支持部材が介在しているガス潤
滑ベアリング組立体において、別個の緩衝手段が
該固定部材の内部または該固定部材と該支持部材
とに接触して配置されることを特徴とするガス潤

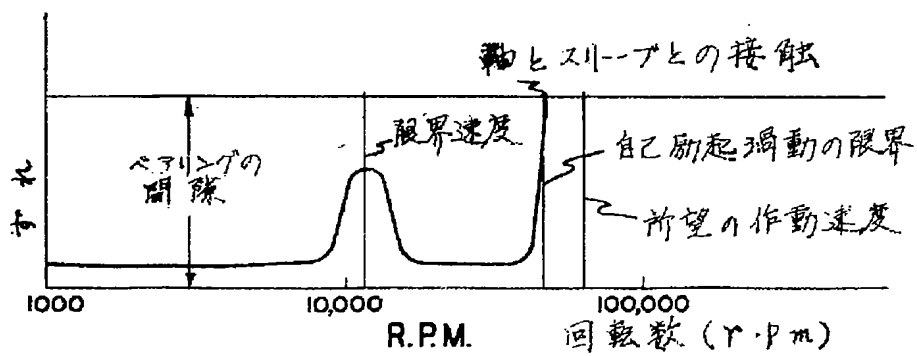
滑ベアリング組立体。

引用文献

- | | |
|-----|-------------|
| 5 特 | 公 昭36-20601 |
| 実 | 公 昭39-7601 |
| 実 | 公 昭39-12208 |



固定支持体と有するベアリング



弾性支持体を有するベアリング

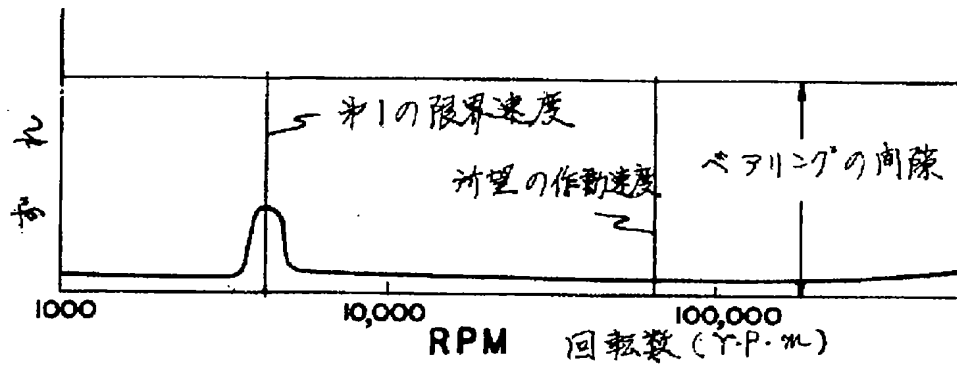


Fig. 3.

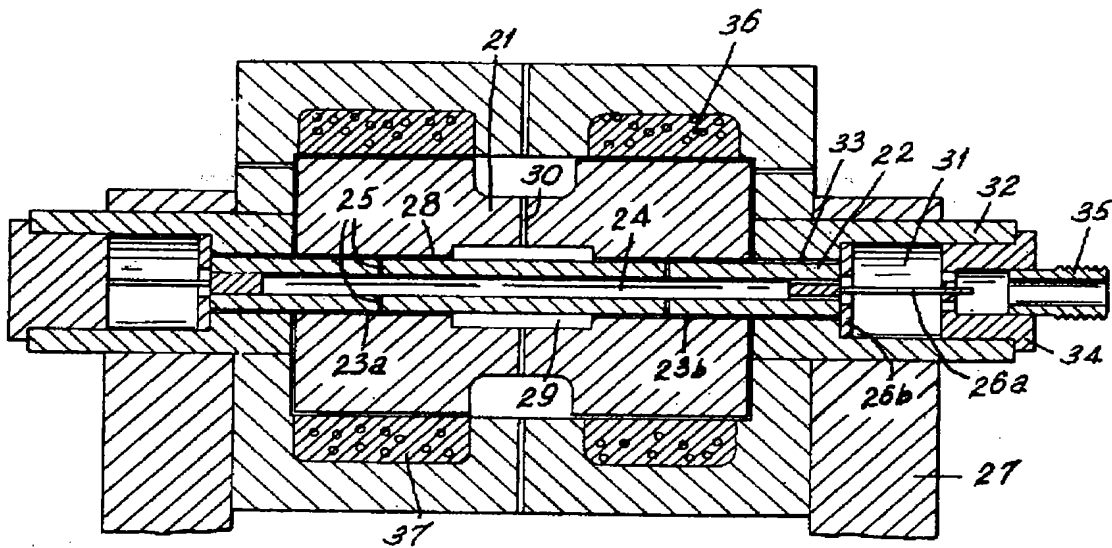


Fig. 4.

